

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 特 許 公 報 (B 2)

(11) 特許番号

特許第3538001号

(P3538001)

(45) 発行日 平成16年6月14日 (2004. 6. 14)

(24) 登録日 平成16年3月26日 (2004. 3. 26)

(51) Int.Cl.⁷ 識別記号

F 0 2 D 29/04

41/04

3 8 0

F 0 4 B 49/00

F 1 5 B 11/00

F I

F 0 2 D 29/04

41/04

F 0 4 B 49/00

F 1 5 B 11/00

H

3 8 0 C

A

F

請求項の数 2 (全 13 頁)

(21) 出願番号 特願平9-207836

(22) 出願日 平成9年8月1日 (1997. 8. 1)

(65) 公開番号 特開平11-50871

(43) 公開日 平成11年2月23日 (1999. 2. 23)

審査請求日 平成13年6月7日 (2001. 6. 7)

前置審査

(73) 特許権者 000005522

日立建機株式会社

東京都文京区後楽二丁目5番1号

(72) 発明者 高橋 詠

茨城県土浦市神立町650番地 日立建機

株式会社 土浦工場内

(72) 発明者 中村 和則

茨城県土浦市神立町650番地 日立建機

株式会社 土浦工場内

(72) 発明者 平田 東一

茨城県土浦市神立町650番地 日立建機

株式会社 土浦工場内

(74) 代理人 100077816

弁理士 春日 譲

審査官 関 義彦

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 建設機械のエンジン制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】 エンジンと、このエンジンにより回転駆動され、複数の油圧アクチュエータを駆動する少なくとも1つの可変容量型の油圧ポンプと、前記複数の油圧アクチュエータを操作する複数の操作手段とを有する建設機械に設けられ、前記エンジンの目標回転数を設定入力するための回転数入力手段と、前記エンジンの燃料噴射量を制御する噴射制御手段とを有し、かつ前記噴射制御手段が、前記目標回転数に応じた駆動信号により駆動する、前記エンジンの燃料噴射量を決定するための噴射量制御アクチュエータを備えた建設機械のエンジン制御装置において、

前記油圧ポンプの吐出圧力を検出する吐出圧検出手段と、

前記操作手段の操作量に応じて算出されたポジティブ制

御による目標押しりのけ容積及び前記油圧ポンプの入カトルクが前記エンジンの出カトルク以下となるような入力トルク制限制御による目標押しりのけ容積の最小値と、前記吐出圧検出手段の検出値とから前記油圧ポンプの予想吸収トルクを算出する予想トルク演算手段とを有し、かつ、

前記噴射制御手段は、この予想トルク演算手段で求めた前記油圧ポンプの予想吸収トルクに基づき前記駆動信号を補正する補正手段を備えていることを特徴とする建設機械のエンジン制御装置。

【請求項2】 請求項1記載のエンジン制御装置において、

前記エンジンの実回転数を検出する回転数検出手段をさらに有し、かつ、前記噴射制御手段は、前記目標回転数と前記実回転数とに基づき前記噴射量制御アクチュエー

タの駆動信号を生成する駆動信号生成手段を備えていることを特徴とする建設機械のエンジン制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、エンジンの燃料噴射量を制御するエンジン制御装置に係わり、特に、燃料噴射装置付きのエンジンを原動機として備えた建設機械のエンジン制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】油圧ショベル等の建設機械は、一般に、複数のアクチュエータを駆動するため少なくとも1つの油圧ポンプを備えており、この油圧ポンプを回転駆動する原動機としてエンジンが用いられている。このエンジンは、燃料噴射装置により燃料噴射量が制御されており、例えばエンジンに加わる外部負荷が大きくなって回転数が下がると、燃料噴射量が増大し、これによりエンジン回転数がオペレータが設定した目標回転数となるようになっていく。

【0003】このようなエンジン回転数制御に係わる公知技術として、例えば、特開昭63-208642号公報がある。この公報に記載のエンジン制御装置では、燃料噴射量を調整するコントロールラックの実開度を示すコントロールラック開度検出信号と、エンジンの実回転数を示すエンジン回転数検出信号とに基づき、エンジン外部負荷を模擬的に推定する外部負荷模擬信号を発生させ、この外部負荷模擬信号に応じてエンジン回転数を自動的に設定する。これにより、外部負荷変動に見合った回転数を確保し、可動部の摩擦による損失を少なくして省エネ化を図れるようになっていく。また、外部負荷の変動をエンジン外乱の一種として扱うフィードフォワード制御系を形成することにより、オペレータの回転数指令に対して少ない時間遅れで追従することができるので、これによっても省エネ化を図れるようになっていく。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】上記従来技術のエンジン制御装置では、エンジン外部負荷を、コントロールラック開度検出信号とエンジン回転数検出信号とによって推定しており、エンジンにかかる外部負荷を直接かつ正確に検出していなかった。そのため、エンジン回転数を外部負荷に見合った回転数とするのに限界があった。また、油圧ショベル等の建設機械に用いられるエンジンの場合、前述したようにエンジンの駆動対象は油圧ポンプであるが、この油圧ポンプが複数のアクチュエータを駆動するときに吐出流量や吐出圧力が頻繁に変化するため、油圧ポンプの負荷すなわちエンジンの外部負荷が変動する。このため、特にこのようなエンジンでコントロールラック開度検出信号と外部負荷模擬信号とでエンジン回転数制御を行った場合、油圧ポンプの負荷の変動に追従し応答よく回転数を制御するのに限界があった。以

上のように、上記従来技術のエンジン制御装置では、外部負荷の急激な変動にもすばやく追従して燃料噴射量を増減しエンジン回転数の急激な変動を抑制する急負荷外乱抑制効果に限界があり、十分な省エネ化を図るのが困難であった。本発明は、上記従来技術の問題点に鑑みてなされたものであり、その目的は、エンジンに直接負荷を与えるポンプの吸収トルクをエンジンの外部負荷とすることにより、急負荷外乱抑制効果を向上して十分な省エネ化を図れる建設機械のエンジン制御装置を提供することにある。

【0005】(1)上記目的を達成するために、本発明は、エンジンと、このエンジンにより回転駆動され、複数の油圧アクチュエータを駆動する少なくとも1つの可変容量型の油圧ポンプと、前記複数の油圧アクチュエータを操作する複数の操作手段とを有する建設機械に設けられ、前記エンジンの目標回転数を設定入力するための回転数入力手段と、前記エンジンの燃料噴射量を制御する噴射制御手段とを有し、かつ前記噴射制御手段が、前記目標回転数に応じた駆動信号により駆動する、前記エンジンの燃料噴射量を決定するための噴射量制御アクチュエータを備えた建設機械のエンジン制御装置において、前記油圧ポンプの吐出圧力を検出する吐出圧検出手段と、前記操作手段の操作量に応じて算出されたポジティブ制御による目標押し付け容積及び前記油圧ポンプの入力トルクが前記エンジンの出力トルク以下となるような入力トルク制限制御による目標押し付け容積の最小値と、前記吐出圧検出手段の検出値とから前記油圧ポンプの予想吸収トルクを算出する予想トルク演算手段とを有し、かつ、前記噴射制御手段は、この予想トルク演算手段で求めた前記油圧ポンプの予想吸収トルクに基づき前記駆動信号を補正する補正手段を備えている。本発明においては、回転数入力手段でエンジンの目標回転数を設定入力すると、この目標回転数に応じた駆動信号により噴射制御手段の噴射量制御アクチュエータが駆動し、これによって燃料噴射量が決定され、この燃料噴射量に対応した回転数でエンジンが回転する。このとき、操作手段の操作量に応じて算出されたポジティブ制御による目標押し付け容積及び油圧ポンプの入力トルクがエンジンの出力トルク以下となるような入力トルク制限制御による目標押し付け容積の最小値と、吐出圧検出手段の検出値とから予想トルク演算手段で油圧ポンプの予想吸収トルクを演算し、さらにこの求めた予想吸収トルクに基づき補正手段で噴射量制御アクチュエータを駆動させる駆動信号を補正する。これにより、エンジンにかかる正確な負荷を算出するとともにこの正確な負荷に基づき燃料噴射量を精度よく制御できるので、エンジン回転数を負荷に見合った値に精度よく制御することができる。また、油圧ポンプの吐出流量や吐出圧力が頻繁に変化し、油圧ポンプの負荷（すなわちエンジン負荷）が変動したとしても、この変動に追従して応答よく噴射量を制御で

きるので、エンジン回転数を応答よく制御することができる。これにより、エンジン回転数の急負荷外乱抑制効果を向上できるので、十分な省エネ化を図ることができる。

【0006】

【0007】(2) 上記(1)において、好ましくは、前記エンジンの実回転数を検出する回転数検出手段をさらに有し、かつ、前記噴射制御手段は、前記目標回転数と前記実回転数とに基づき前記噴射量制御アクチュエータの駆動信号を生成する駆動信号生成手段を備える。

【0008】

【0009】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施形態を図面を参照しつつ説明する。本発明の第1の実施形態を図1～図10により説明する。図1は、この実施形態によるエンジン制御装置が備えられる建設機械の油圧駆動装置の油圧回路図を示している。この図1において、油圧駆動装置は、例えば油圧ショベルに備えられるものであり、エンジン1によって駆動される可変容量型の油圧ポンプ2と、この油圧ポンプ2の吐出回路の最大圧力を決定するリリーフ弁3と、油圧ポンプ2から吐出された圧油により駆動される油圧シリンダ4、5を含む複数のアクチュエータと、油圧シリンダ4、5を操作する操作レバー装置6、8を含む複数の操作手段と、油圧ポンプ2の押しのけ容積を制御するポンプ制御手段、例えばレギュレータ9とを備えている。

【0010】本実施形態によるエンジン制御装置は、この油圧駆動装置に設けられるものであり、オペレータが使用条件に応じてエンジン1の目標回転数 N_r を指令値として操作入力するアクセル操作入力部17と、エンジン1の実回転数 N_e を検出する回転数センサ26と、アクセル操作入力部17からの目標回転数 N_r と回転数センサ26からの検出信号 N_e とが入力されるエンジンコントローラ25と、エンジン1内に設けられた電子燃料噴射装置7と、ポンプ吐出圧 P_s を検出する圧力センサ24と、後述するポンプコントローラ19の予想トルク演算部19dとから形成されている。

【0011】電子燃料噴射装置7及びその制御系の概要を図2に示す。この図2において、電子燃料噴射装置7は、エンジン1の各シリンダ毎に噴射ポンプ28と噴射ノズル29とガバナ機構30とを有している。噴射ポンプ28は、プランジャ28aと、このプランジャ28aが内部を上下動するプランジャバレル28bとを有しており、エンジン1のクランクシャフト(図示せず)に連動して回転するカムシャフト31が回転すると、この回転によりカムシャフト31に設けられたカム32がプランジャ28aを押し上げ燃料を加圧し、その加圧燃料が噴射ノズル29に送出され、エンジン1のシリンダ内に噴射されるようになっている。また、ガバナ機構30は、例えば電磁ソレノイドで形成されるガバナアクチュ

エータ33により位置制御されるリンク機構34を有し、このリンク機構34がプランジャ28aを回転させることによりプランジャ28aに設けられたリードとプランジャバレル28bに設けられた燃料吸入ポートとの位置関係を変化させ、プランジャ28aの有効圧縮ストロークを変化させて燃料噴射量を調整するようになっている。なおこのときのリンク機構34のリンク位置はリンク位置センサ35で検出されフィードバック制御のためエンジンコントローラ25に入力されている。

【0012】また、エンジンコントローラ25は、上記アクセル操作入力部17からの目標回転数 N_r 、ポンプコントローラ19からのポンプ予想吸収トルク T_{pr} 、回転数センサ26からのエンジン実回転数 N_e 、リンク位置センサ35からの検出信号(リンク位置信号)を入力し、所定の演算処理を行い、ガバナアクチュエータ33に制御電流 x を出力する。なお、このエンジンコントローラ25の演算内容の詳細については後述する。

【0013】ここで図1に戻り、図示の油圧駆動装置において、油圧シリンダ4、5は、例えば図示しない油圧ショベルのブーム及びアームをそれぞれ回動するブームシリンダ4及びアームシリンダ5とから形成されている。そして、これらブームシリンダ4及びアームシリンダ5を含む複数のアクチュエータに対し油圧ポンプ2からそれぞれ圧油が供給されるとき、その流量及び方向が、ブーム用コントロールバルブ10及びアーム用コントロールバルブ11を含む対応するコントロールバルブによって制御されるようになっている。操作レバー装置6、8は、ブーム用コントロールバルブ10を切り換えてブームを操作するためのブーム用操作レバー装置6と、アーム用コントロールバルブ11を切り換えてアームを操作するためのアーム用操作レバー装置8とから形成されている。これら操作レバー装置6、8を含む複数の操作手段はそれぞれ、パイロット圧を発生し、対応するパイロット管路を介しそのパイロット圧により対応するコントロールバルブを切り換えるようになっている。

【0014】すなわち、操作レバー装置6を例にとると、操作レバー6a及び減圧弁6bが備えられており、操作レバー6aをブーム上げ方向(又は下げ方向)に操作すると、図示しない油圧源からのパイロット圧が減圧弁6bでその操作量に応じて減圧され、このパイロット圧がパイロット管路13a(又は13b)を介してブーム用コントロールバルブ10の駆動部10a(又は10b)に導かれ、コントロールバルブ10が切り換えられる。これによりブームシリンダ4のボトム側(又はロッド側)に圧油が供給され、ブームが上げ方向(下げ方向)に回動するようになっている。また操作レバー装置8も同様に、アーム用操作レバー装置8の操作レバー8aをアームクラウド方向(又はダンプ方向)に操作すると、減圧弁8bからのパイロット圧がパイロット管路14a(又は14b)を介しアーム用コントロールバルブ

11の駆動部11a（又は11b）に導かれ、アームシリンダ5のボトム側（又はロッド側）に圧油が供給されてアームがクラウド方向（ダンプ方向）に回転するようになっている。他の操作手段に関しても同様に、対応するパイロット管路を介して対応するコントロールバルブを切り換えるようになっている。そして、これら複数のパイロット管路内の圧力は、圧力センサ20、21、22、23を含む対応する圧力センサで検出され、ポンプコントローラ19へ出力されるようになっている。

【0015】リリーフ弁3は、ばね3aを備えており、油圧ポンプ2とコントロールバルブ10、11とを接続する吐出回路の管路15から分岐したタンク16に至る管路18に逆止弁27を介して設けられている。そして、油圧ポンプ2の吐出回路の圧力がばね3aのばね力により設定されるリリーフ圧Prに達すると動作し、油圧ポンプ2からの圧油をタンク16に戻すようになっている。

【0016】レギュレータ9は、ポンプコントローラ19から出力される目標押しのけ容積qに応じ油圧ポンプ2の斜板2aの傾転角を制御し、これによって押しのけ容積を制御するようになっている。

【0017】なお、図1では、上記複数のアクチュエータのうち油圧シリンダ4、5以外のアクチュエータ、上記複数の操作手段のうち操作レバー装置6、8以外の操作手段、及びこれらに関連するコントロールバルブ・圧力センサ・管路については、煩雑を防止するために図示を省略し、一点鎖線の囲み部12により一括して表示している。

【0018】ポンプコントローラ19の詳細機能を図3に示す。図3において、ポンプコントローラ19は、操作レバー装置6、8を含む複数の操作手段からの操作量に応じたポジティブ制御による目標押しのけ容積qpを算出するポジコン制御部19aと、油圧ポンプ2の吐出圧Ps及び後述の最大許容トルクTpに基づき、油圧ポンプ2の入力トルクがエンジン1の出力トルク以下となるような入力トルク制限制御による目標押しのけ容積qhを算出する入力トルク制限制御部19bと、ポジコン制御部19a及び入力トルク制限制御部19bからの目標押しのけ容積qp、qhのうち最小値を最終的な目標押しのけ容積qとして選択する最小値選択部19cと、この最小値選択部19cで選択された目標押しのけ容積qと油圧ポンプ2の吐出圧Psとから油圧ポンプ2の予想吸収トルクTprを算出し、エンジンコントローラ25に出力する予想トルク演算部19dと、アクセル操作入力部17からの目標回転数Nrに基づき最大許容トルクTpを算出する最大許容トルク演算部19eと、目標回転数信号Nr及び回転数センサ26からのエンジンの実回転数信号Neとの差、すなわち回転数偏差ΔNに相当するエンジントルクΔTを算出するスピードセンシング部19fと、上述した最大許容トルクTpとΔTとを加算し、

その結果を補正した最大許容トルクTpoとして入力トルク制限制御部19bへ出力する加算器19gとを備えている。

【0019】ポジコン制御部19aは、前述した圧力センサ20、21、22、23を含む複数の圧力センサで検出されたパイロット圧P1、P2、P3、P4…が入力されている。このとき、その詳細機能を図4に示すように、これらパイロット圧P1、P2、P3、P4…に応じた目標押しのけ容積q1、q2、q3、q4…を演算部19a1、19a2、19a3、19a4…に予め設定された図示テーブルでそれぞれ演算し、さらにこれらのうちの最大値を最大値選択部19a5で選択して、ポジティブ制御による目標押しのけ容積qpとして出力するようになっている。入力トルク制限制御部19bは、圧力センサ24で検出されたポンプ吐出圧Psと、加算器19gからの補正された最大許容トルクTpoとが入力される。そして、図5に示すテーブルによって、入力トルク制限制御による目標押しのけ容積qhを算出する。このとき、図示のように、最大許容トルクTpoが小さくなるに従って油圧ポンプ2の吐出流量の最大値が小さく制限されるようになっている。なお、図中には前述したリリーフ弁3によるリリーフ圧Prを併せて示している。予想トルク演算部19dは、その詳細機能を図6に示すように、最小値選択部19cからの目標押しのけ容積qがモデル演算部19d1に入力され、予め求めておいた公知のポンプ伝達関数モデルを用い、ポンプ実押しのけ容積予想値qeyを算出する。その後、乗算部19d2で、このポンプ実押しのけ容積予想値qeyと、圧力センサ24からのポンプ吐出圧Psとを用い、下記の式（1）によりポンプ予想吸収トルクTprを算出する。

$$T_{pr} = q_{ey} \cdot P_s \quad \dots (1)$$

このようにして算出されたポンプ予想吸収トルクTprは、エンジンコントローラ25へ出力される。最大許容トルク演算部19eは、その詳細機能を図7に示すように、アクセル操作入力部17からの目標回転数Nrが高くなるに従って最大許容トルクTpが増大するような図示テーブルによって最大許容トルクTpに変換する。

【0020】スピードセンシング部19fは、図8に示すように、回転数センサ26により検出された実回転数Neと、アクセル操作入力部17からの目標回転数Nrとの差ΔNを求め、この偏差ΔNの大きさに比例するエンジン1のトルクΔTをテーブルから読み込み、出力する。このトルクΔTと、前述した最大許容トルクTpとが加算器19gにより加算され、その結果が補正された最大許容トルクTpoとして、前述したように入力トルク制限制御部19bに入力される。これにより、アクセル操作入力部17から入力される目標回転数が低くなるに従って、油圧ポンプ2の吐出流量の最大値が小さく制限されるようになっている。

【0021】ここで、エンジンコントローラ25の詳細

機能を図9に示す。まず、回転数センサ26からの実回転数信号 N_e とアクセル操作入力部17からの目標回転数信号 N_r とを減算部25aに入力し、これらの偏差 $\Delta N = N_r - N_e$ を算出する。その後この偏差 ΔN に基づき比例積分微分演算部25bで公知の比例積分微分演算を行い、乗算部25cで所定のゲイン K を乗じてガバナアクチュエータ33を駆動するための補正前駆動信号 x_1 とする。この補正前駆動信号 x_1 は、基本的に、回転数偏差 ΔN がプラス方向に増大すると燃料噴射量を増大するようにリンク機構34のリンク位置を調整し、回転数偏差 ΔN がマイナス方向に減少すると燃料噴射量を減少するようにリンク機構34のリンク位置を調整するようになっている。一方、ポンプコントローラ19の予想トルク演算部19dからの予想吸収トルク T_{pr} を乗算部25dに入力し、この乗算部25dで所定のゲインを乗じてガバナアクチュエータ33の駆動信号補正值 x_2 とする。そして、加算部25eで補正前駆動信号 x_1 に対してフィードフォワード要素として駆動信号補正值 x_2 を加算し、最終的な駆動信号 x としてガバナアクチュエータ33に出力する。

【0022】以上において、操作レバー装置6、8を含む複数の操作手段、パイロット管路13a、13b、14a、14b、…、圧力センサ20、21、22、23、…、ポンプコントローラ19のポジコン制御部19a、入力トルク制限制御部19b、最小値選択部19c、最大許容トルク演算部19e、スピードセンシング部19f、及びレギュレータ9が油圧ポンプの吐出流量を指令する流量指令手段を構成する。また、アクセル操作入力部17がエンジン1の目標回転数 N_r を設定入力するための回転数入力手段を構成し、回転数センサ26がエンジン1の実回転数 N_e を検出する回転数検出手段を構成する。さらに、エンジンコントローラ25及び電子燃料噴射装置7のガバナアクチュエータ33・ガバナ機構30がエンジン1の燃料噴射量を制御する噴射制御手段を構成し、そのうちガバナアクチュエータ33が目標回転数 N_r に応じた駆動信号 x により駆動するエンジン1の燃料噴射量を決定するための噴射量制御アクチュエータを構成し、エンジンコントローラ25の減算部25a、比例積分微分演算部25b、及び乗算部25cが、目標回転数 N_r と実回転数 N_e に基づき噴射量制御アクチュエータの駆動信号を生成する駆動信号生成手段を構成する。また、圧力センサ24は、油圧ポンプ2の吐出圧力を検出する吐出圧検出手段を構成する。さらにポンプコントローラ19の予想トルク演算部19dが、吐出圧検出手段の検出値と流量指令手段が指令する油圧ポンプ2の吐出流量とから油圧ポンプ2の負荷を算出する負荷演算手段を構成し、エンジンコントローラ25の乗算部25d及び加算部25eが負荷演算手段で求めた油圧ポンプ2の負荷に基づき駆動信号を補正する補正手段を構成する。

【0023】以上のように構成した本実施形態においては、アクセル操作入力部17でエンジン1の目標回転数 N_r を設定入力すると、この目標回転数 N_r と実回転数 N_e とに応じた駆動信号 x_1 がエンジンコントローラ25の減算部25a、比例積分微分演算部25b、及び乗算部25cで生成される。一方このとき、ポンプ吐出圧 P_s と目標押しのけ容積 q とに基づきポンプコントローラ19の予想トルク演算部19dで油圧ポンプ2の予想吸収トルク T_{pr} を演算し、この T_{pr} を用いてエンジンコントローラ25の乗算部25d及び加算部25eで駆動信号 x_1 に補正值 x_2 を加え、 x に補正する。そして、この駆動信号 x に基づきガバナアクチュエータ33が駆動して噴射ノズル29からの燃料噴射量が決定され、この燃料噴射量に対応した回転数でエンジン1が回転する。これにより、エンジン1にかかる正確な負荷を算出するとともにこの正確な負荷に基づき燃料噴射量を精度よく制御できるので、エンジン1の回転数を負荷に見合った値に精度よく制御することができる。また、油圧ポンプ2の吐出流量や吐出圧力が頻繁に変化し、油圧ポンプ2の負荷（すなわちエンジン1の負荷）が変動したとしても、この変動に追従して応答よく噴射量を制御できるので、エンジン1の回転数を応答よく制御することができる。このことを図10(a)～(c)に示す。図10(a)は、油圧ポンプ2の負荷（すなわちエンジン1の負荷）が時間とともに変化する場合の一例を示しており、図10(b)及び図10(c)はそのときの本実施形態による燃料噴射量及びエンジン1の回転数の時間変化を示したものである。なお、図10(b)及び図10(c)には、比較のために従来における燃料噴射量及びエンジン回転数の変化を破線で併せて示す。

【0024】従来は、図10(a)のようにエンジン1の負荷が増大すると図10(b)の破線で示すようにこの変動に応答よく追従することができずある程度の時間遅れをもって燃料噴射量が増大していた。この結果、図10(c)の破線で示すようにエンジン回転数は一旦大きく低下し時間遅れをもってもとのエンジン回転数に復帰していた。また従来は負荷を正確に検出できなかったために負荷の変動に見合ったエンジン回転数及びそれに対応する燃料噴射量にただちに制御することが困難であり、例えば図10(b)や図10(c)に示すように適正な燃料噴射量及びエンジン回転数より大きくなって可動部の摩擦による損失等のエネルギーロスが生じていた。

【0025】これに対して本実施形態によれば、図10(b)及び図10(c)の実線で示すように、変動に追従して応答よくかつ高精度に噴射量を制御できるので、エンジン1の回転数を応答よくかつ高精度にもとの回転数に復帰させることができる。したがって、エンジン1の回転数の急負荷外乱抑制効果を向上でき、十分な省エネ化を図ることができる。なおこのとき、図10(b)における燃料噴射量の立ち上がりの程度は、ポンプコン

トローラ19の予想トルク演算部19dのモデル演算部19d1で用いたポンプ伝達関数モデルの時定数をどうとるかによって適宜調整することができる（なおポンプ伝達関数モデルを用いない場合には図10（b）中に一点鎖線で示したように瞬間的に立ち上がる特性となる）。

【0026】また上記効果に加え、予想トルク演算部19dで、油圧ポンプ2の押しのけ容積（吐出流量）が実際に変化する前の目標押しのけ容積 q を用いて油圧ポンプ2の負荷を演算することにより、後述する第2の実施形態に比べ、負荷の変動に対する噴射量制御の追従の応答性が良く、エンジン1の回転数を一層応答よく制御できる効果もある。

【0027】なお、上記実施形態では、ポンプコントローラ19のポジコン制御部19aでポジティブ制御によって目標押しのけ容積 q_p を算出したが、これに限られず、油圧ポンプ2の吐出流量の指令値を与える他の制御、例えばネガティブ制御による目標押しのけ容積を算出してもよい。この場合も同様の効果を得る。また、上記実施形態においては、油圧ポンプ2が1つだけ設けられている場合について説明したが、2つ以上設けられている場合にも適用できることは言うまでもない。

【0028】本発明の第2の実施形態を図11～図13により説明する。本実施形態は、予想吸収トルク T_{pr} を目標押しのけ容積 q でなく実押しのけ容積 q_e から算出する場合の実施形態である。図11は本実施形態によるエンジン制御装置が備えられる油圧駆動装置の油圧回路図であり、図12は図11中に示されたポンプコントローラ219の詳細機能を表すブロック図であり、図13は図12中に示された実トルク演算部219dの詳細機能を表すブロック図であり、図14は図11中に示されたエンジンコントローラ225の詳細機能を表すブロック図であり、それぞれ第1の実施形態の図1、図3、図6、及び図9に相当する。なお、第1の実施形態と同等の部分には同一の符号を付し、適宜説明を省略する。

【0029】これら図11～図14において、本実施形態によるエンジン制御装置は、油圧ポンプ2の斜板2aの傾転角 θ を検出する傾転角センサ201を設け、この検出した傾転角 θ に応じてポンプコントローラ219の実トルク演算部219dで油圧ポンプ2の実吸収トルク T_{pe} を算出し、エンジンコントローラ225でこの実吸収トルク T_{pe} に応じてガバナアクチュエータ33の補正前駆動信号 x_1 を補正する補正值 x_3 を算出することが第1の実施形態と異なる。すなわち、図12に示すように、ポンプコントローラ219は、第1の実施形態のポンプコントローラ19の予想トルク演算部19dを実トルク演算部219dに置き換えた機能となっている。この実トルク演算部219dでは、図13に示すように、まず、傾転角センサ201からの傾転角 θ が関数発生器219d1に入力され、関数発生器219d1では、この

傾転角 θ に基づき、図示のマップを用いてポンプ実押しのけ容積 q_e が求められる。その後、このポンプ実押しのけ容積 q_e と圧力センサ24からのポンプ吐出圧 P_s とが乗算部219d2に入力され、下記の式（2）によりポンプ実吸収トルク T_{pe} が算出される。

$$T_{pe} = q_e \cdot P_s \quad \dots (2)$$

このようにして算出されたポンプ実吸収トルク T_{pe} がエンジンコントローラ225へ出力される。

【0030】また図14に示すように、エンジンコントローラ225は、第1の実施形態のエンジンコントローラ25の乗算部25dを乗算部225dに置き換えた機能となっている。この乗算部225dには、前述した実トルク演算部219dの乗算部219d2からのポンプ実吸収トルク T_{pe} が入力され、この乗算部225dで所定のゲインを乗じてガバナアクチュエータ33の駆動信号補正值 x_3 とする。これ以降は第1の実施形態と機能的には同様であり、加算部25eで補正前駆動信号 x_1 に対してこの駆動信号補正值 x_3 を加算し、最終的な駆動信号 x としてガバナアクチュエータ33に出力する。

【0031】その他の構造及び機能は、第1の実施形態とほぼ同様であるので、説明を省略する。なお、上記において、傾転角センサ201が、油圧ポンプ2の傾転位置を検出する傾転検出手段を構成し、実トルク演算部219dが、吐出圧検出手段と傾転検出手段の検出値から油圧ポンプ2の負荷を算出する負荷演算手段を構成する。

【0032】本実施形態によっても、第1の実施形態と同様、エンジン1の回転数の急負荷外乱抑制効果を向上でき、十分な省エネ化を図れる効果がある。またこれに加え、油圧ポンプ2の実押しのけ容積 q_e （実吐出流量）を用いて油圧ポンプ2の実吸収トルク T_p を算出することにより、目標押しのけ容積 q を用いて油圧ポンプ2の予想吸収トルク T_{pr} を算出する第1の実施形態よりも油圧ポンプ2の負荷（すなわちエンジン負荷）をより正確に算出できるので、エンジン1の回転数を負荷に見合った値に一層精度よく制御できる効果もある。

【0033】なお、上記第2の実施形態では、ポンプコントローラ19のポジコン制御部19aでポジティブ制御によって目標押しのけ容積 q_p を算出したが、これに限られず、油圧ポンプ2の吐出流量の指令値を与える他の制御、例えばネガティブ制御による目標押しのけ容積を算出してもよい。またこれらポジティブ制御・ネガティブ制御等を行わず、入力トルク制限制御のみによって目標押しのけ容積を算出しても良い。これらの場合も、同様の効果を得る。

【0034】本発明の第3の実施形態を図15～図17により説明する。本実施形態は、第1の実施形態のエンジンの電子燃料噴射装置7を機械的な燃料噴射装置307に置き換えた場合の実施形態である。図15は本実施形態によるエンジン制御装置が備えられる油圧駆動装置

の油圧回路図であり、図16は燃料噴射装置及びその制御系の概要図であり、図17はエンジンコントローラの詳細機能を表すブロック図であり、それぞれ第1の実施形態の図1、図2、及び図9に相当する。なお、第1の実施形態と同等の部分には同一の符号を付し、適宜説明を省略する。

【0035】図16において、燃料噴射装置307は、ガバナ機構330のリンク機構334が、カムシャフト31の回転と連動して回転するフライウエイト336の力とばね337のばね力とがつり合うように軸方向に摺動するシフタ338に接続されており、かつ、このばね337のばね力をステッピングモータ339で調整可能としている点が、特に第1の実施形態の燃料噴射装置7と異なる。すなわち、エンジン1の回転数が増加してカムシャフト31の回転数が増加すると、ガバナ機構330においてフライウエイト336の遠心力に基づくばね337を縮み方向へ押す力がばね337のばね力を上回るようになり、ばね力が遠心力とつり合うところまでばね337が縮み、この結果シフタ338が図示右方向に移動する。この移動がリンク機構334を介しプランジヤ28aを燃料噴射量の減少方向に回転させ、これにより噴射ノズル29からの燃料噴射量を減少させるようになっている。

【0036】そしてこのときのばね337のばね力の調整は、エンジンコントローラ325によるステッピングモータ339の駆動制御により行われる。すなわち図17において、まず、アクセル操作入力部17からの目標回転数信号Nrに対し、乗算部325aで所定のゲインKを乗じてステッピングモータ339を駆動するための補正前駆動信号y1とする。またこのとき、第1の実施形態と同様、ポンプコントローラ19の予想トルク演算部19dからの予想吸収トルクTprを乗算部325bに入力し、所定のゲインを乗じてステッピングモータ339の駆動信号補正值y2とし、加算部325cで補正前駆動信号y1に対してこの駆動信号補正值y2を加算し、最終的な駆動信号yとする。そして、ステッピングモータ339はこの駆動信号yに応じて駆動し、ばね337のばね力を調整する。なおこのときのステッピングモータ339の駆動位置は、図16に示すようにポテンシオメータ340で検出されフィードバック制御のためエンジンコントローラ325に入力される。

【0037】その他の構造及び機能は、第1の実施形態とほぼ同様であるので、説明を省略する。なお、上記において、エンジンコントローラ325及び燃料噴射装置307のステッピングモータ339・ガバナ機構330がエンジン1の燃料噴射量を制御する噴射制御手段を構成し、そのうちステッピングモータ339が目標回転数Nrに応じた駆動信号yにより駆動するエンジン1の燃料噴射量を決定するための噴射量制御アクチュエータを構成し、エンジンコントローラ325の乗算部325b

及び加算部325cが負荷演算手段としての予想トルク演算部19dで求めた油圧ポンプ2の負荷に基づき駆動信号を補正する補正手段を構成する。

【0038】以上のように構成した本実施形態においては、アクセル操作入力部17でエンジン1の目標回転数Nrを設定入力すると、これに応じた駆動信号y1を乗算部325aで生成する。一方、ポンプコントローラ19の予想トルク演算部19dからの予想吸収トルクTprを用いて乗算部325bで補正值y2を算出し、加算部325cで駆動信号y1に補正值y2を加えて駆動信号yに補正する。そして、この駆動信号yに基づきステッピングモータ339が駆動して噴射ノズル29からの燃料噴射量が決定され、これに対応した回転数でエンジン1が回転する。これにより、第1の実施形態と同様、油圧ポンプ2の負荷の変動に追従して応答よくかつ高精度に噴射量を制御できるので、エンジン1の回転数を応答よくかつ高精度に制御することができる。したがって、エンジン1の回転数の急負荷外乱抑制効果を向上でき、十分な省エネ化を図ることができる。

【0039】なお、上記第1～第3の実施形態は、建設機械の一例として油圧ショベルに適用した場合を例に取って説明したが、これに限られず、クレーン、ホイールローダ等、他の建設機械に適用される場合にも適用することができ、これらの場合も同様の効果を得る。

【0040】

【発明の効果】本発明によれば、エンジンにかかる正確な負荷を算出するとともにこの正確な負荷に基づき燃料噴射量を精度よく制御できるので、エンジン回転数を負荷に見合った値に精度よく制御することができる。また、油圧ポンプの吐出流量や吐出圧力が頻繁に変化し、油圧ポンプの負荷（すなわちエンジン負荷）が変動したとしても、この変動に追従して応答よく噴射量を制御できるので、エンジン回転数を応答よく制御することができる。したがって、エンジン回転数の急負荷外乱抑制効果を向上し、十分な省エネ化を図ることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1の実施形態によるエンジン制御装置が備えられる油圧駆動装置の油圧回路図である。

【図2】電子燃料噴射装置及びその制御系の概要を示す図である。

【図3】ポンプコントローラの詳細機能を表すブロック図である。

【図4】ポジコン制御部の詳細機能を表すブロック図である。

【図5】入力トルク制限制御部の詳細機能を表すブロック図である。

【図6】予想トルク演算部の詳細機能を表すブロック図である。

【図7】最大許容トルク演算部の詳細機能を表すブロック図である。

【図8】スピードセンシング部の詳細機能を表すブロック図である。

【図9】エンジンコントローラの詳細機能を表すブロック図である。

【図10】油圧ポンプの負荷が時間とともに変化する場合には、燃料噴射量及びエンジン回転数の変化の一例を示す図である。

【図11】本発明の第2の実施形態によるエンジン制御装置が備えられる油圧駆動装置の油圧回路図である。

【図12】ポンプコントローラの詳細機能を表すブロック図である。

【図13】予想トルク演算部の詳細機能を表すブロック図である。

【図14】エンジンコントローラの詳細機能を表すブロック図である。

【図15】本発明の第3の実施形態によるエンジン制御装置が備えられる油圧駆動装置の油圧回路図である。

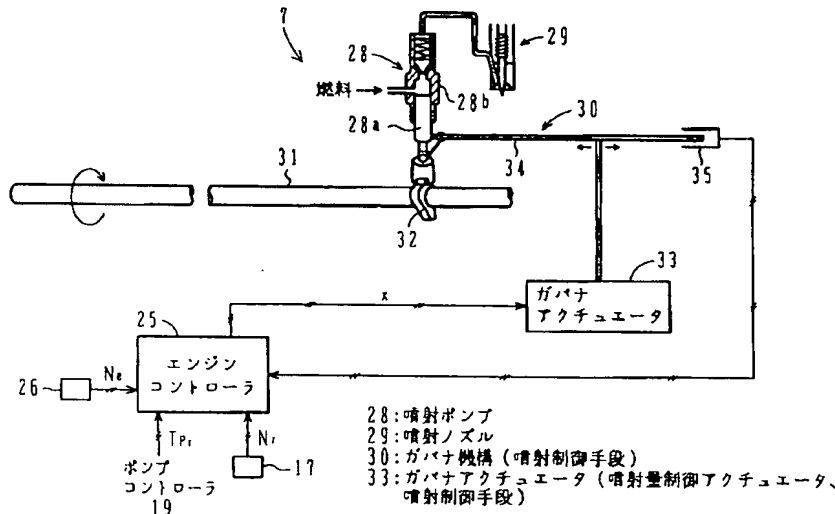
【図16】電子燃料噴射装置及びその制御系の概要を示す図である。

【図17】エンジンコントローラの詳細機能を表すブロック図である。

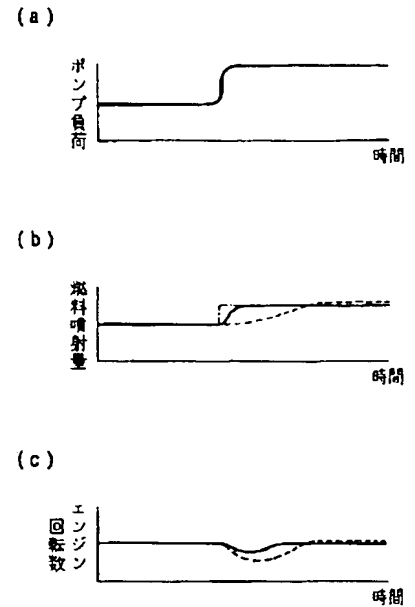
【符号の説明】

1	エンジン	22	圧力センサ（流量指令手段）
2	油圧ポンプ	23	圧力センサ（流量指令手段）
2a	斜板	24	圧力センサ（吐出圧検出手段）
4	ブームシリンダ（油圧アクチュエータ）	25	エンジンコントローラ（噴射制御手段）
5	アームシリンダ（油圧アクチュエータ）	25a	減算部（駆動信号生成手段）
6	操作レバー装置（流量指令手段）	25b	比例積分微分演算部（駆動信号生成手段）
7	電子燃料噴射装置	25c	乗算部（駆動信号生成手段）
8	操作レバー装置（流量指令手段）	25d	乗算部（補正手段）
9	レギュレータ（流量指令手段）	25e	加算部（補正手段）
13a, b	パイロット管路（流量指令手段）	26	回転数センサ（回転数検出手段）
14a, b	パイロット管路（流量指令手段）	28	噴射ポンプ
17	アクセル操作入力部（回転数入力手段）	29	噴射ノズル
19	ポンプコントローラ	30	ガバナ機構（噴射制御手段）
19a	ポジコン制御部（流量指令手段）	33	ガバナアクチュエータ（噴射量制御アクチュエータ、噴射制御手段）
19b	入力トルク制限制御部（流量指令手段）	201	傾転角センサ（傾転検出手段）
19c	最小値選択部（流量指令手段）	219	ポンプコントローラ
19d	予想トルク演算部（負荷演算手段）	219d	実トルク演算部（負荷演算手段）
19e	最大許容トルク演算部（流量指令手段）	225	エンジンコントローラ（噴射制御手段）
19f	スピードセンシング部（流量指令手段）	307	燃料噴射装置
20	圧力センサ（流量指令手段）	319	ポンプコントローラ
21	圧力センサ（流量指令手段）	325	エンジンコントローラ（噴射制御手段）
		325b	乗算部（補正手段）
		325c	加算部（補正手段）
		330	ガバナ機構（噴射制御手段）
		339	ステッピングモータ（噴射量制御アクチュエータ、噴射制御手段）
		Ne	エンジンの実回転数
		Nr	エンジンの目標回転数
		Ps	油圧ポンプの吐出圧
		q	目標押しのけ容積
		qe	ポンプ実押しのけ容積
		Tp	最大許容トルク
		Tpe	ポンプ実吸収トルク
		Tpr	ポンプ予想吸収トルク
		x	駆動信号
		x1	補正前駆動信号
		x2	補正值
		x3	補正值
		y	駆動信号
		y1	補正前駆動信号
		y2	補正值
		θ	傾転角

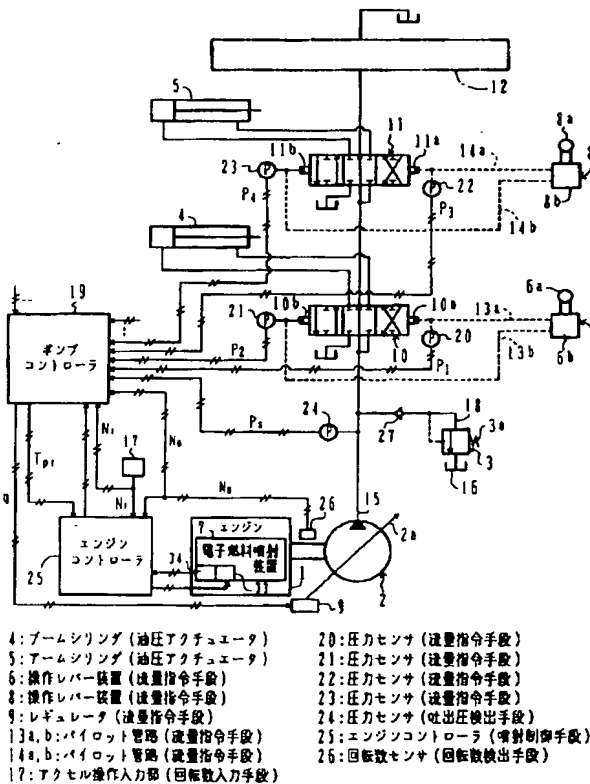
【図2】



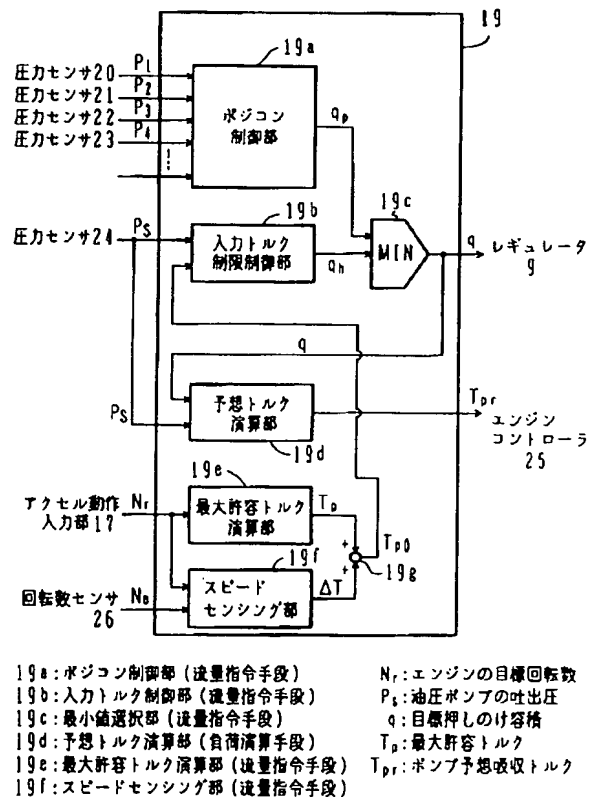
【図10】



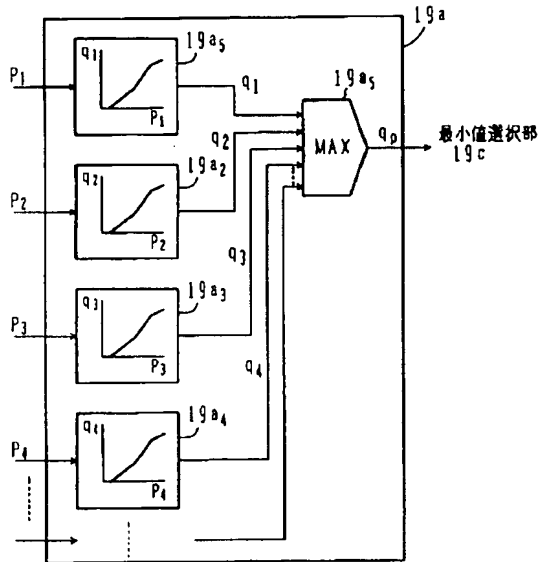
【図1】



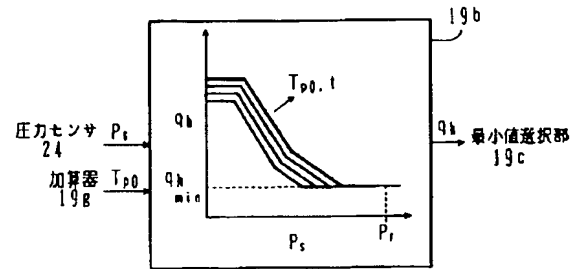
【図3】



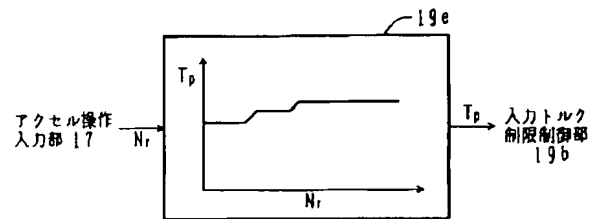
【図4】



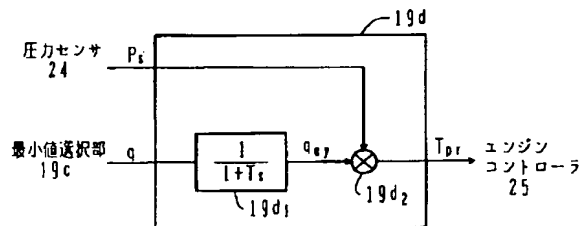
【図5】



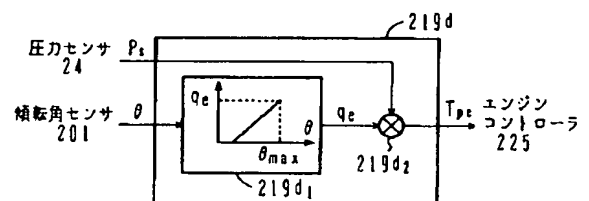
【図7】



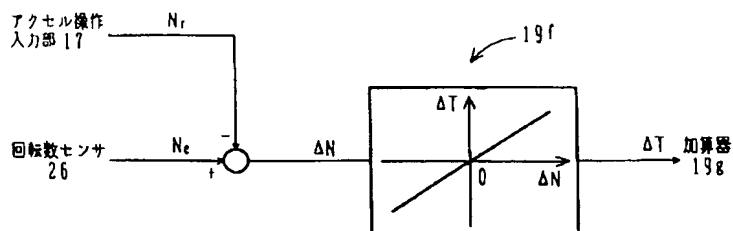
【図6】



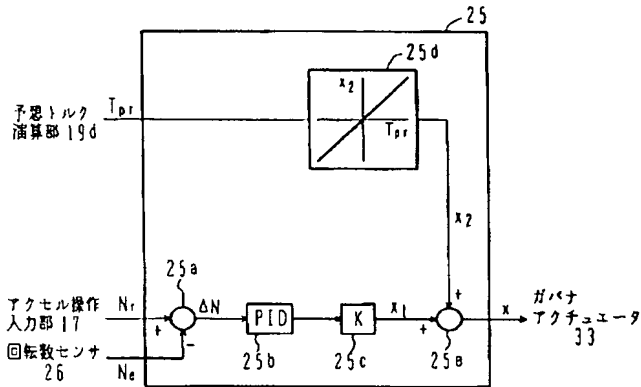
【図13】



【図8】



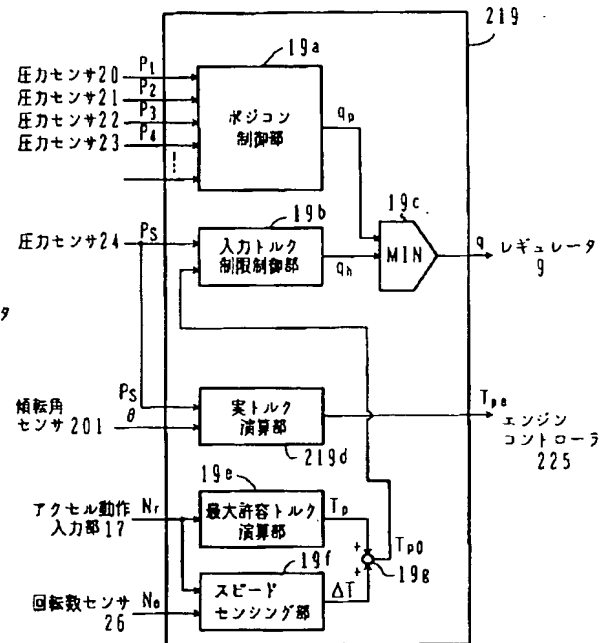
【図9】



25a:減算部(駆動信号生成手段)
 25b:比例積分微分演算部(駆動信号生成手段)
 25c:乗算部(駆動信号生成手段)
 25d:乗算部(補正手段)
 25e:加算部(補正手段)

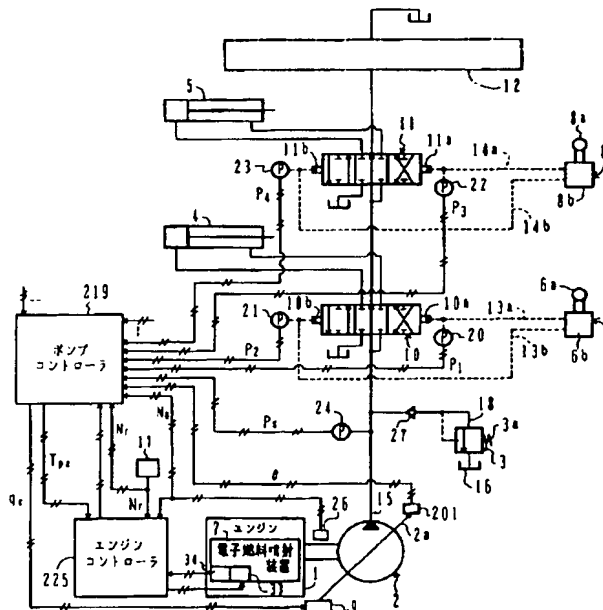
N_e :エンジンの実回転数
 N_r :エンジンの目標回転数
 x :駆動信号
 x_1 :補正前駆動信号
 x_2 :補正值

【図12】



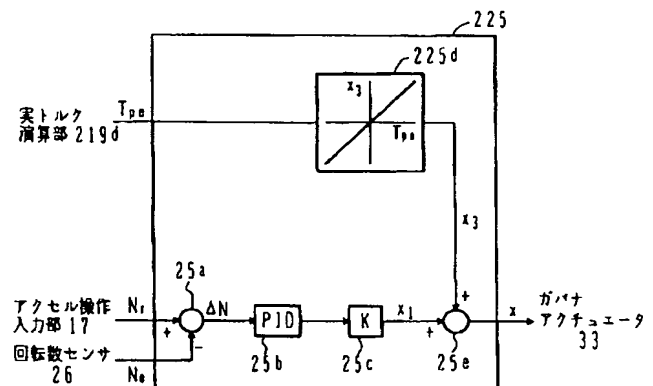
T_{pe} :ポンプ実吸収トルク
 θ :傾転角
 219d:実トルク演算部(負荷演算手段)

【図11】



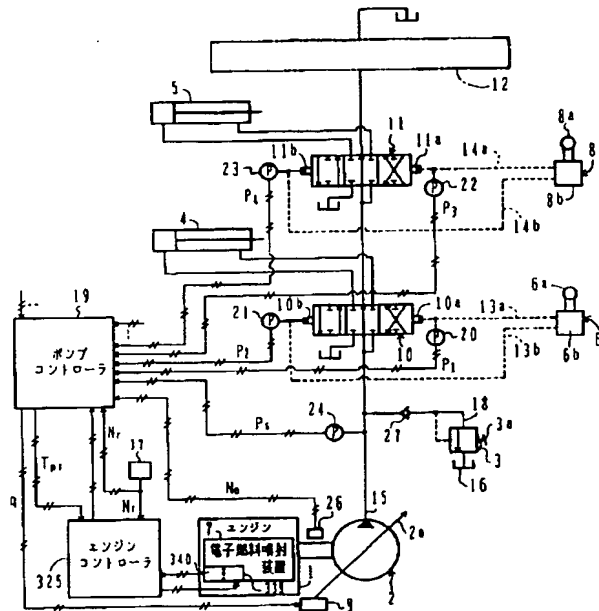
201:傾転角センサ(傾転検出手段)
 225:エンジンコントローラ(噴射制御手段)

【図14】



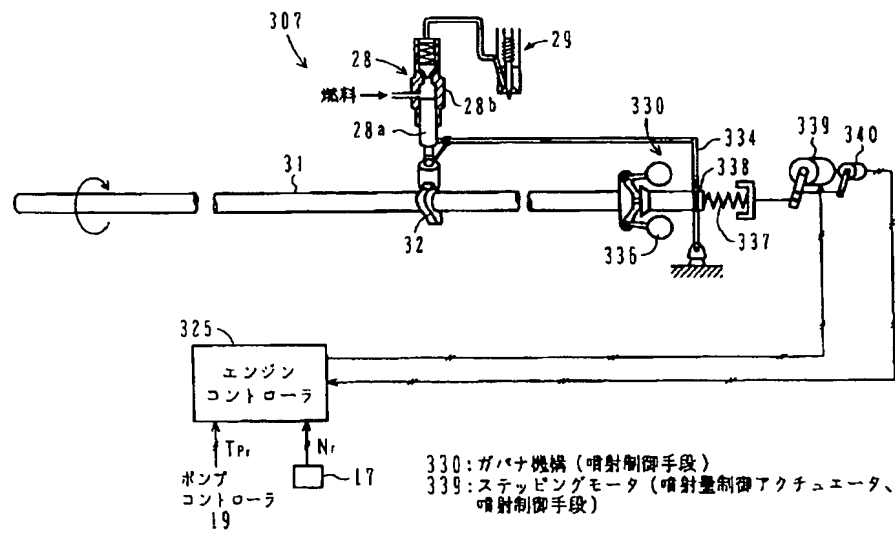
x_3 :補正值

【図15】

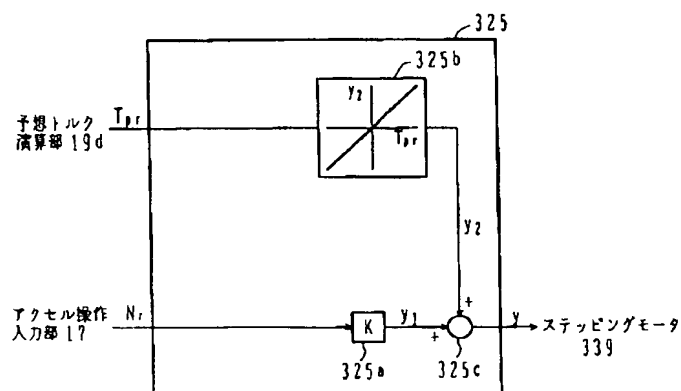


325: エンジンコントローラ (噴射制御手段)

【図16】



【図17】



325b:乗算部(補正手段)

y:駆動信号

y1:補正前駆動信号

y2:補正値

フロントページの続き

(72)発明者 島村 忠利
 茨城県土浦市神立町650番地 日立建機
 株式会社 土浦工場内

(56)参考文献 特開 平7-189764 (J P, A)
 特開 平4-1434 (J P, A)
 特開 平3-253787 (J P, A)

(58)調査した分野(Int. Cl. 7, DB名)
 F02D 29/00 - 29/06

ENGINE CONTROL DEVICE FOR CONSTRUCTION MACHINE

Publication number: JP11050871

Publication date: 1999-02-23

Inventor: TAKAHASHI UTA; NAKAMURA KAZUNORI; HIRATA TOICHI; SHIMAMURA TADATOSHI

Applicant: HITACHI CONSTRUCTION MACHINERY

Classification:

- international: F02D29/04; F02D41/04; F04B49/00; F15B11/00;
F02D29/04; F02D41/04; F04B49/00; F15B11/00; (IPC1-7): F02D29/04; F02D41/04; F04B49/00; F15B11/00

- european:

Application number: JP19970207836 19970801

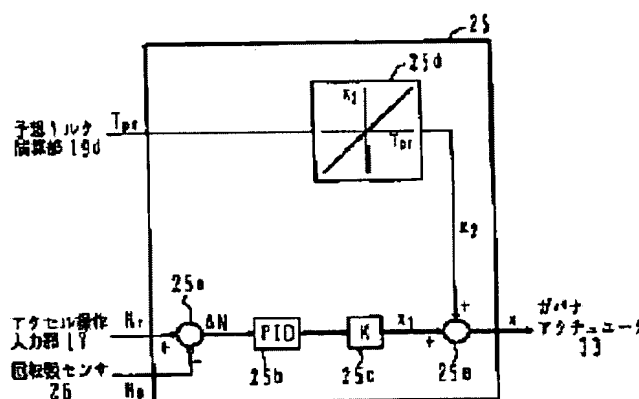
Priority number(s): JP19970207836 19970801

Report a data error here

Abstract of JP11050871

PROBLEM TO BE SOLVED: To enhance a sudden load disturbance suppression effect, and save energy by detecting the quantity of state of a hydraulic pump discharge so as to compute a hydraulic pump load, and correcting a drive signal in response to the target number of revolutions set through a number of revolutions input means based on the load.

SOLUTION: When an engine target number of revolutions N_r is input at an accelerator operation input portion 17, a drive signal x_1 in response to the target number of revolutions N_r and an actual number of revolutions N_e by a number of revolutions sensor 26 is generated via a subtraction portion 25a, a proportional integral differential operation portion 25b, and a multiplication portion 25c of an engine controller 25. The anticipated absorption torque T_{pr} of a hydraulic pump is computed at the anticipated torque operation portion 19d of a pump controller 19, the anticipated absorption torque T_{pr} is formed into a correction value x_2 via a multiplication portion 25d, and the same is added to the drive signal x_1 at an addition portion 25e so as to obtain a corrected drive signal (x). A governor actuator 33 is driven based on the drive signal (x) so as to control a fuel injection amount from an injection nozzle.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide